

家庭用複数未利用熱源利用給湯システムの可能性

Possibility of Hot Water Supplying System Utilizing Multi Unused Heat Source in Residences

神谷 是行 *
Yoshiyuki KAMIYA

Abstract

In this paper, a multi heat source utilization system for a residence, combining solar system and heat recovery system from waste heat of bath use, is proposed to reduce energy consumed in a hot water supplying system. Assuming a standard family with 4 persons, calculation of auxiliary heat of proposed system in Tokyo area were conducted by changing parameters such as storage tank volume, solar collector area, supplying hot water temperature for kitchen. It was shown that, with little effort of saving energy, proposed small system with 250l of storage tank and 3m² of solar collector decreases an auxiliary heat to about 1/5 of that consumed in hot water supplying system.

キーワード：熱回収、太陽熱、給湯、エネルギー消費、省エネルギー

Keyword: Heat Recovery, Solar Heat, Hot Water Supplying, Energy Consumption, Saving Energy

1. はじめに

人類はその長い歴史の中で、労働力の軽減と生産性の向上を目的に種々の技術を発展させ、現在の科学技術の獲得に成功した。特に先進諸国は、エネルギー大量消費という最も安易な方法によって、長年の夢であった生活水準の向上と快適性の追求に邁進した。その結果、現在我々の日常生活はエネルギーの消費なくしては考えられない状況にある。この極度なエネルギー依存性が化石燃料の大量消費をもたらした。エネルギー資源の枯渇と地球温暖化の問題を引き起こしていることは言うまでもない。

ことに地球温暖化問題は深刻で、世界的規模での対応が求められているなか、1997年12月の地球温暖化枠組に関する国際会議(COP3)において、わが国は2010年のCO₂排出量を1990年のその6%削減とすることを公約した。しかし、その後の排出量は着実に増え、最近の経済不況の打開に備えて消費の拡大が叫ばれる中、ももはや実現不可能との声も聞かれる。

これまでの経済発展が化石燃料の大量消費によってもたらされたことから、化石燃料に変わる新たなエネルギー源の開発に大きな期待がかけられ、各方面で活発な研究開発が行われている。しかし、決定的な方策は見当たらず、当分の間は既存技術の高効率化と未利用エネルギーの利用促進技術の開発ならびにライフスタイルの見直しによるエネルギー消費量の少ない社会システムへの転換が必要であり、何より我々消費者の抜本的な意識改革が不可欠である。

エネルギー問題はそれを消費する社会の全ての部門での対応が必要となる。本研究では、わが国特有のエネルギ

ーの利用状況を鑑み、現在の住宅部門のエネルギー消費状況について検討し、一般住宅での太陽エネルギーを含めた未利用エネルギーの利用拡大を推し進めるために、排熱回収と太陽熱の利用を組み合わせた複数未利用熱源利用給湯システムの提案を行う。さらに、年間シミュレーションによってその可能性について検討する。

記号

A : 伝熱面積	[m ²]
c : 比熱	[J/(kgK)]
G : 流量	[Kg/s]
K : 熱通過率	[W/(m ² K)]
M : 浴槽残り湯量または蓄熱槽内低温水量	[kg]
Q : 熱回収量	[W]
T : 温度	[°C]
T^* : 無次元温度, 式(4)	[-]
t : 時間	[s]
α : 式(6)	
β : 式(8)	
γ : 式(9)	
λ : 式(7)	
η : 熱回収率	

添え字

- 0 : 初期または蓄熱槽内低温状態
- 1 : 入り口または一次側 (蓄熱槽側)
- 2 : 出口または二次側
- B : 浴槽

2. 家庭用エネルギー消費量と未利用エネルギー源

2.1 家庭用エネルギー消費

わが国は世界第4位のエネルギー消費国²⁾であり、その

* 関東学院大学工学部教授
(〒236-8501 横浜市金沢区六浦東1-50-1)
e-mail: kamiya@kanto-gakuin.ac.jp
(原稿受付: 2004年4月21日)

消費量は全世界の約 6%に相当する。このエネルギー消費量を部門別にみると、産業部門が約 44%、運輸部門が約 26%、民生部門が約 30%で、近年特に民生部門の伸びが大きい。民生部門はさらに業務用と家庭用に分けられ、家庭用がその半分強を占めている。

図-1 に 5 年間平均の家庭用エネルギー消費量³⁾の推移を、図-2 に各用途の伸び率の変化を示す。家庭用エネルギー消費は暖房、給湯および動力・照明用がおおむね同量で全体の約 9 割を占め、冷房用は比較的少ないのが特徴である。

伸び率では、1980 年以前は全体的に減少傾向ではあるが高い伸び率を示し、それ以降は暖房、給湯で年 2%程度、冷房、電力は年 5%前後で推移している。後者については、家電製品の大型化とエアコンの普及によるところが大きく、この傾向は今後も続くものと思われる。このことは、わが国の生活水準があるレベルに達し、安定的な成長期に入ったことを意味していると理解できる。

2.2 給湯用エネルギー消費量とその削減努力

文献 4) の 4 人家族の給湯パターンを基に計算した通常モードと、省エネルギー意識を高めた節約モードでの、給湯用エネルギー消費量(需要端に供給された熱量)の内訳を図-3 に示す。計算では、夏季の浴用をシャワーのみとした。

通常モードでは、浴用給湯エネルギーが全体の約 60%を占め、そのうち湯張り用のエネルギーは浴用の約 70%、全体の約 45%を占めている。浴用以外は全体の約 40%で、洗面用が約 15%、台所用が約 25%である。これは、風呂文化を持つわが国の特徴でもある。

節約モードは、夏季・中間期の洗面・台所給湯を止め、冬期の使用温度を 25℃とした場合の給湯パターンから計算している。同文献では洗面及び台所の使用温度が 38~39℃であり、季節による差が殆ど無い。洗面・台所用給湯を本来の目的である水使用時の不快感を取り除く手段とすれば、一般的な使用を考えた場合、夏季・中間期において温水を使用する必要はなく、著者の経験でも冬季において 25℃の温度があれば十分使用に堪えられる。給湯を節約モードとすることにより、洗面・台所用給湯負荷は 28%にまで減少し、エネルギー消費量は通常モードの約 25%削減可能である。また、湯張りを中間期および冬期のみとしても、その割合は全体の約 60%になる。

2.3 利用可能な未利用エネルギー源

家庭部門での未利用エネルギーの利用には自然エネルギーの代表である太陽エネルギーと家庭用排熱が考えられる。

(1) 太陽エネルギー 図-1 より、給湯負荷は家庭用消費エネルギーの約 1/3 を占め、年間を通じて存在する。給湯用ソーラーシステムは比較的小規模で成立し、費用対効果の面で有利である。未利用エネルギーの利用拡大には、太陽熱利用の拡大が有効な手段ではあるが、規模の拡大による夏季の熱余り等の影響によって年間利用率が低下するため、システムの選定には十分な配慮が必要となる。

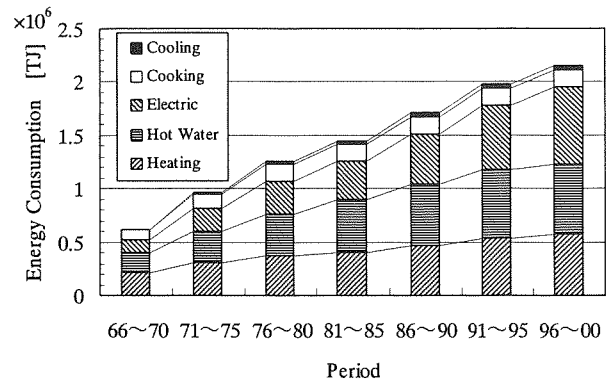


Fig. 1 Change of energy consumption in domestic use in Japan

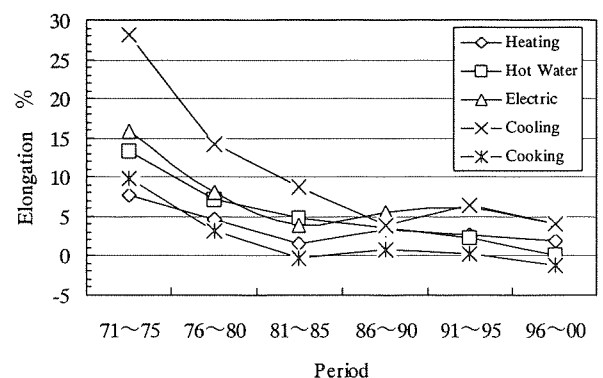


Fig. 2 Elongation of energy consumption in domestic use in Japan

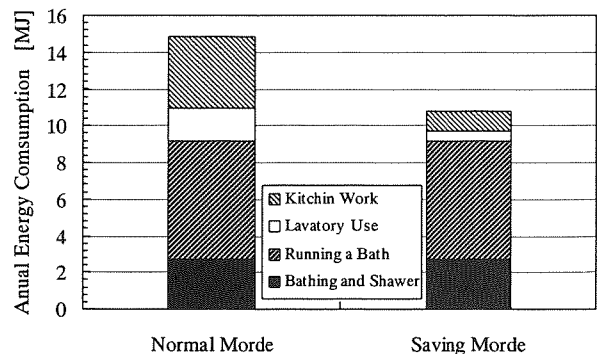


Fig. 3 Annual energy consumption for hot water Supplying system in domestic use

(2) 浴用廃熱 家庭用廃熱のうち、暖房廃熱はその温度が環境温度まで低下するが、給湯排熱は供給温度に近い温度で排出される。したがって、給湯排熱は住宅での太陽エネルギー以外の未利用エネルギー源になる可能性が高い。中でも浴槽の残り湯は湯上りの時点では温度も高く、他の排熱に比べて量的にも豊富でその静浄度も高いことから、利用可能エネルギーの一つと考えられる。なお、業務用としてはこれまでにヒートポンプを用いたホテルの給湯用排熱回収システム⁴⁾が実用化されている。

3. 排熱回収の方法

蓄熱槽内の低温水によって浴用排熱を回収する際の基本

概念図を図-4に示す。図は、浴槽からの熱回収と洗い場からの熱回収を示している。

3.1 浴槽排熱の回収

浴槽からの熱回収は、熱交換後の浴槽水を排出する排出型とこれを再び浴槽に戻す循環型が考えられる。図-4の熱回収量 Q は式(1)～式(3)で表される。湯張り時に蓄熱槽内の温水を押し出して使用すると、熱回収時には浴槽残り湯量 M と同量の低温水が蓄熱槽内に存在する。そこで、 $T_{11}=T_0$ 一定とし、各温度を式(4)で無次元化して T_{22}^* を消去すると、 T_{12}^* は T_{21}^* の関数として式(5)で表される。

$$Q = cG_1(T_{12} - T_{11}) \quad (1)$$

$$Q = cG_2(T_{21} - T_{22}) \quad (2)$$

$$Q = KA \frac{(T_{21} - T_{12}) - (T_{22} - T_{11})}{\ln \frac{T_{21} - T_{12}}{T_{22} - T_{11}}} \quad (3)$$

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{B0} - T_0} \quad (4)$$

$$T_{12}^* = \gamma T_{21}^* \quad (5)$$

ただし、

$$\alpha = KA / cG_1 \quad (6)$$

$$\lambda = G_1 / G_2 \quad (7)$$

$$\beta = \alpha(\lambda - 1) \quad (8)$$

$$\gamma = \frac{1 - e^{-\beta}}{1 - e^{-\beta\lambda}} \quad (9)$$

(1) 排出型熱回収 排出型熱回収では、浴槽水は熱交換後排出されるため、 $T_{21}=T_{B0}$ より $T_{21}^*=1$ で一定となる。熱回収時間を M/G_2 とし、 T_0 =一定とすると、初期浴槽内熱量と回収熱量の比である熱回収率 η は式(10)で表される。

$$\eta = \gamma\lambda \quad (10)$$

図-5に α をパラメータとした場合の、排出型の η と λ の関係を示す。 η は λ および α の増加によって大きくなる傾向にある。同図から、 λ が大きいほどすなわち G_2 が小さいほど η は大きくなるが、 $T_{11}=T_0$ 一定の条件であるためには $G_1 \leq G_2$ すなわち $\lambda \leq 1$ が条件となる。

(2) 循環型熱回収 循環型では、浴槽排水は熱交換後再び浴槽に戻される。浴槽内で完全混合を仮定すると T_B^* は式(11)で変化する。式(5)で $T_{21}^*=T_B^*$ とし、式(11)とともに T_B^* について解くと、式(12)が得られる。蓄熱槽内の低温水量を M とし、回収時間を M/G_1 とすれば、回収率は式(13)で表される。

$$\frac{dT_B^*}{dt} = -\frac{G_1}{M} T_{12}^* \quad (11)$$

$$T_B^*(t) = e^{-\frac{G_1}{M} t} \quad (12)$$

$$\eta = 1 - e^{-\gamma} \quad (13)$$

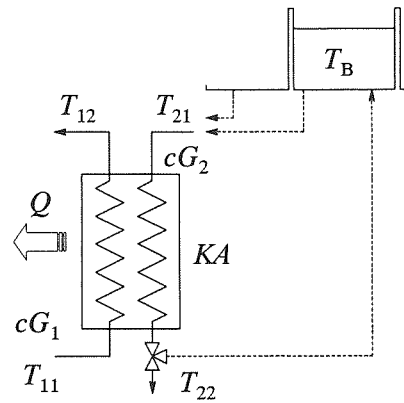


Fig. 4 Concept of heat recovery from bathtub and bath floor

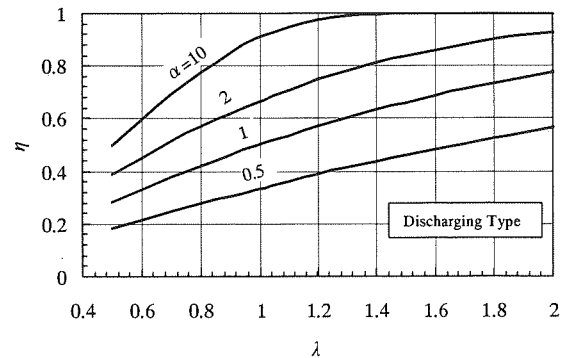


Fig. 5 Relation between λ and η (Discharging system)

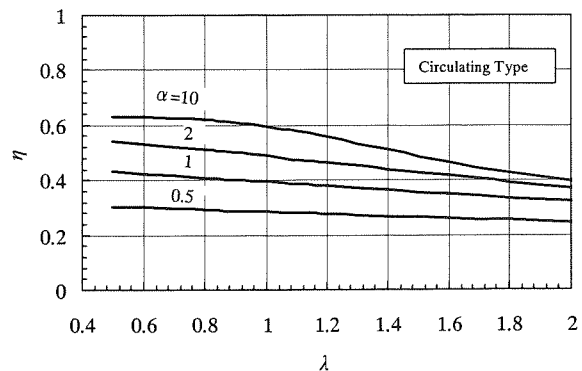


Fig. 6 Relation between λ and η (Circulating system)

図-6に α をパラメータとした場合の、循環型での η と λ の関係を示す。 η は排出型に比べて全体に小さい値を示し、 α の増加によって大きくなるが、 λ の増加によって減少する。特に α が大きい場合、 $\lambda > 1$ で η の減少が大きい。

(3) 回収率と α の関係 前述の仮定から、浴槽からの熱回収時には、蓄熱槽内に浴槽水量と同程度の低温水が存在する。熱回収時の条件について考えると、排出型では熱回収時間と排出時間が等しく、 T_0 =一定の条件から、 η が最も高くなるのは $\lambda = 1$ の場合である。循環型においては、図-6より λ が小さい方が η は大きい、 $\lambda < 1$ では変化が小さいことから、 $\lambda = 1$ が実際的と考えられる。

図-7に $\lambda = 1$ における排出型および循環型の η と α の関係を示す。両者とも α の増加により η は大きくなり、その差が大きくなるが、十分大きな α に対しては、 η は排出型では 0.9 程度、循環型では 0.6 程度である。

3.2 洗い場排水の熱回収

洗い場排水の水質は、浴槽残り湯のそれより劣る。したがって、洗い場排水から熱回収する場合、伝熱面の汚れが最大の問題となり、それを取り除く機構を備えた熱交換器であることが要求される。また、排水速度の把握も難しく、洗い桶を使用した場合の排水速度はかなり高いことも予想される。しかし、ここでは洗い場排水からの熱回収の可能性を調べることを目的としているため、熱交換器の仕様については限定せず、図-4の概念図で G_1 と G_2 が等しいとして式(14)で η を表し、これを一定として T_{12}^* を求めることとした。

$$\eta = \frac{T_{12}^*}{T_{21}^*} \quad (14)$$

4. 提案システムとその計算条件および方法

4.1 提案システム

本研究では、住宅での未利用エネルギーの利用拡大を目的に、太陽熱給湯システムと浴用排熱利用を組み合わせた小型給湯システムを提案する。図-8に浴用排熱利用小型給湯システムの概要を示す。本システムは、ガス湯沸し器を補助熱源とする通常のソーラーシステムを基本とし、浴用排熱回収用熱交換器を付加してシステムを構成している。

(1) S-0 (基本ソーラー給湯システム) 図-8のS-0は基本ソーラー給湯システムで、集熱器①、蓄熱槽②、給湯用熱交換器④および補助熱源⑥で構成されている。給湯は、市水を給湯用熱交換器で加熱して用い、その温度が使用温度より低い場合には、補助熱源で加熱する。

(2) S-1・S-2 (S-0への浴槽排熱回収システムの追加) 入浴後の浴槽残り湯は、量的にも質的に高いレベルの熱エネルギーを有している。この熱を回収して一旦蓄熱し、翌日の給湯用として使用するために、S-0に浴槽排熱回収用熱交換器(図-8の⑤)を取付けてS-1とした。S-1では、浴槽水は熱交換後再び浴槽に戻されるので、これを洗濯水などに再利用することが可能である。しかし、残り湯は200ℓ程度存在し、これを全て再利用することは少ない。そこで、熱交換後の水を浴槽に戻さずに全て排水するシステムをS-2とした。

(3) S-3 (S-2への洗い場排水熱回収システムの追加) 前述のように浴槽内の水量は200ℓ程度であるが、浴用に使われる湯量はこれより多く、シャワー等により洗い場から排水される。そこで、S-2に洗い場排水から熱回収するための熱交換器⑦を追加し、これをS-3とした。

(4) 給水方式 本システムでは給湯を台所・洗面・シャワー用と湯張り用に別けた。前者は口からまたはミスト状で呼吸器系を通して体内に侵入することが考えられるため、市水を熱交換して用いる瞬間式とし、後者の湯張り用は蓄熱槽内の温水を直接供給することとした。なお、湯張りについても供給温度が低い場合にはこれを加熱して用いる。

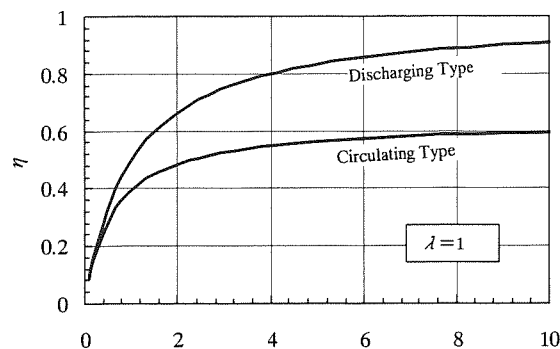


Fig. 7 Relation between α and η ($\lambda=1$)

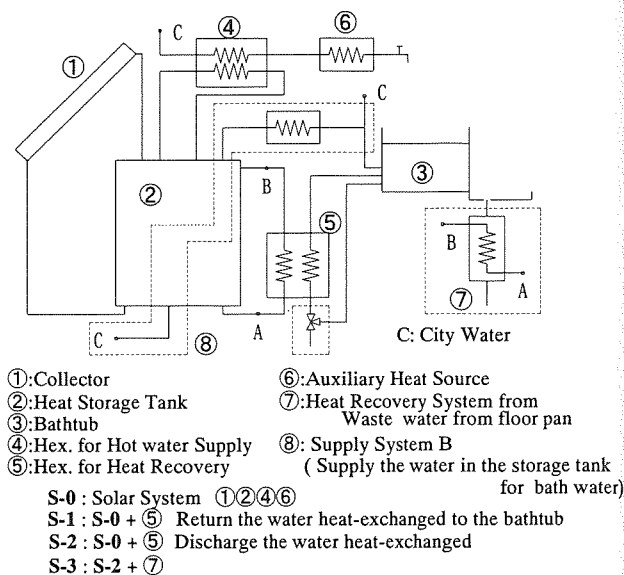


Fig. 8 System diagram

4.2 計算条件

本研究では、提案システムの性能を評価するために、東京地方の家族構成4名の一般住宅を想定し、6~9月を夏季、12~3月を冬季、その他を中間季として、システム構成ならびに機器容量を変化させ、集熱量、熱回収量及び補助熱源加熱量についてのシミュレーションを行った。標準気象データ(東京)を用い、負荷及び熱回収スケジュールに従って、時間間隔1分で年間に亘って計算を行った。

(1) 負荷およびスケジュール 文献4)を参考にして、給湯負荷を浴用と台所給湯用に分け、表-1の負荷スケジュールを作成し、2.2項で述べた通常モードと省エネモードについて、年間計算を行った。給湯負荷スケジュールは、中間季・冬季には毎日湯張りを行い、夏季はシャワーのみとした。台所給湯は冬期のみとし、朝夕の2回とした。また、洗い場排水熱回収は入浴開始時より行い、浴槽排熱回収は、家族全員が入浴を終えた時点とした。

(2) システム構成 システムを構成する機器とその仕様を表-2に示す。集熱板は一重ガラス・選択吸収膜仕様とし、南面させて傾斜角45°とした。蓄熱槽には入り口温度の変化による槽内混合損失を最小限に抑えることが可能な温度選択型蓄熱槽⁶⁾を想定し、槽内を1ℓごとの温度層に分割して、温度成層状態を維持しつつそれぞれの混合が無いも

Table 1 Schedule of hot water supplying load

Running a Bath	Start	7:30PM	
	Season	Winter	Middle Season
	Quantity	200 l	
	Temp.	44°C	42.5°C
Shower & Bathing	Start	8:00 PM	
	Season	Winter	Middle Season
	Quantity	60 l	66 l
	Temp.	39°C	38.3°C
Kitchen	Start	7:00AM and 7:00PM	
	Mode	Normal	Saving
	Season	All Season	Winter
	Quantity	58.4 l	
Lavatory	Start	6:00AM	
	Mode	Normal	Saving
	Season	All Season	Winter
	Quantity	56 l	
	Temp.	38°C	25°C

Table 2 Specification of system component

Collector	$\eta=0.81-5\Delta T/I$, Flow Rate : 1l/(m ² min)
H. S. T	Temperature Selective Heat Storage Tank
HEX	KA=1kW/deg Heat Recovery: 5l/min (Primary & 2ndary) Heat Release : 10l/min (Primary & 2ndary)
AUX	Gas Water Heater
Bathtub	200 l

のとして計算した。また、蓄熱槽は厚さ 20mm のスチレン発泡保温材が用いられているものとした。

(3) 熱交換器の性能と回収条件 加熱用及び浴槽排熱回収用の熱交換器は共に同一性能とし、小型プレート式熱交換器を想定している。図-7 の関係より排出型の場合で $\eta = 0.75$ 程度を目標として $\alpha = 3$ とした。また、回収時間を 40 分と考えて G_1 , G_2 を決定し、式(6)より KA を決定した。なお、熱回収時の浴槽残り湯の温度は 40°C とした。

また、洗い場排水熱回収については、図-7 の浴槽回収の排出型および循環型の熱回収率の大きさを考慮して $\eta = 0.5$ とし、排水温度は排水後の温度低下を考慮して、35°C とした。熱交換終了条件は、熱回収および加熱共に熱交換器入り口温度差が 5°C になった時点とした。なお、水道水温度は水道配管の設置状況によって異なるため、月の平均外気温を用いて計算した。

5. 計算結果および考察

以下の計算結果で、補助熱源加熱量は需要端に供給された熱量であり、回収熱量および集熱量には蓄熱槽からの熱損失量分を含む。

5.1 集熱システムでの補助熱源加熱量の削減

蓄熱槽容量 300 l の通常のソーラーシステムで、集熱面積を変化させた場合の、通常モードと省エネモードでの集熱量と補助熱源加熱量の計算結果を図-9 に示す。集熱面積が大きくなると集熱量が多くなるため、補助熱源加熱量は少なくなる。また、省エネルギーモードの集熱量は通常モードのそれに比べて少ないが、その差は集熱面積の増加により大きくなる傾向にある。これは負荷低減による放熱量の減少と夏季の熱余りが原因と考えられる。

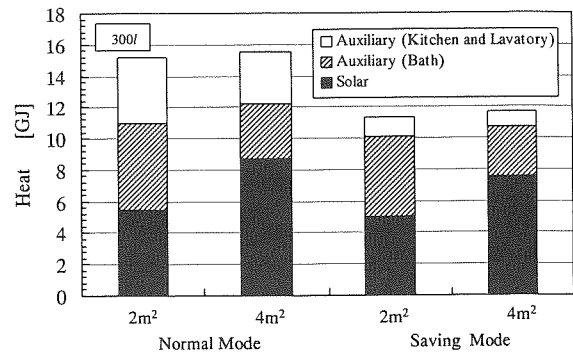


Fig. 9 Details of heat for solar hot water supply system

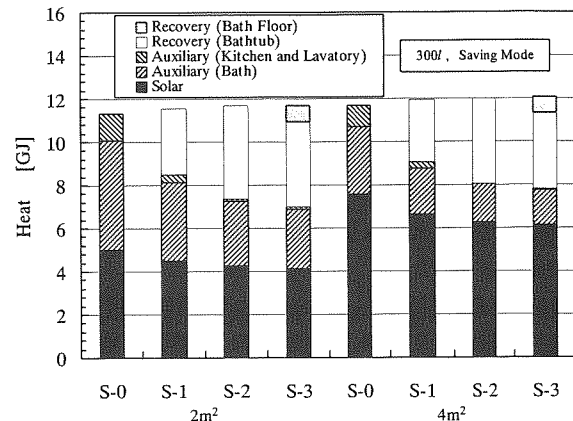


Fig. 10 Details of heat for proposed hot water supply system

図-3 の通常モードと省エネモードの比較では、後者は前者に比べて洗面・台所給湯負荷を 28% にまで減少できた。したがって、省エネルギーモードとすることにより、台所・洗面用の補助熱源加熱量の減少が大きい。また、省エネモードでは浴用給湯負荷を変化させていないため、提案システムでの熱回収量への影響は少なく、負荷全体に対する回収可能熱量の割合を多くすることが期待できる。

5.2 システム比較

図-10 に各システムについての、集熱量と熱回収量および補助熱源加熱量の内訳を示す。計算は省エネモードとし、表-1 の条件で蓄熱槽容量 300 l、集熱面積 2m² および 4m² の場合である。熱回収を行うことにより集熱量はやや低下するが、S-1～S-3 では熱回収方式の違いによる集熱量の変化は比較的少なく、熱回収分がほぼ補助熱源加熱量の削減につながる。

S-1 と S-2 を比較すると、S-2 では熱回収中に浴槽水温度が低下しないため、回収熱量が多い。S-3 は洗い場排水熱回収量が全体の 1 割弱を占めているが、S-2 と比較して浴槽排水熱回収量が減少するため、補助熱源加熱量の削減は少ない。

集熱面積 2m² と 4m² で比較すると、集熱面積の増加によって熱回収量はやや減少するが、集熱量は大幅に増加するため、補助熱源加熱量はどのシステムも 35～40% 程度減少する。本計算条件では蓄熱槽容量が 300 l と大きいことから、集熱面積の増加により、熱回収直前の蓄熱槽内温度が高くなるため、回収熱量は減少する。

補助熱源加熱量の内、台所・洗面用が S-0, S-1 では存在しているが、S-2・S-3 では殆どなくなる。S-0 では、朝の給湯負荷が発生する時点で集熱が行なわれていないため蓄熱槽内の熱量が少ない。S-1 では前日に行った回収熱量が存在するため、補助熱源加熱量は減少し、S-2・S-3 では前日の回収熱量が多いことから、蓄熱槽内温度がさらに高くなるのである。

5.3 蓄熱槽容積と集熱面積の影響

本研究では、洗い場排水からの熱回収についても検討した。しかし、これは本来非常な困難さを伴い、しかも使用者側の省エネルギー意識が高まれば、洗い場排水量自体が減少する。さらに、図-10 の結果からも洗い場排水熱回収は浴槽排水熱回収に先立って行われるため、これを行うことは（特に蓄熱槽容量が小さい場合に）浴槽排水回収熱量を減少させることになる。そこで S-2 について、蓄熱槽容量を変化させた場合の集熱量と回収熱量および補助熱源加熱量の変化を調べた。

(1) 蓄熱槽容量の影響 図-11 に S-2, 集熱面積 2m^2 のときの結果を示す。集熱量、熱回収量は蓄熱槽容積の増加により増加する傾向にあるが、 300l 以上では変化が非常に少なくなり、それ以下では補助熱源加熱量は増加している。S-2 では熱回収側と排出側の流量を等しいとしているため、蓄熱槽容量が湯張り量より少ない場合、蓄熱槽換水率が 1 を超えると回収側と排熱側の温度差が小さくなり、熱回収量は減少する。また、蓄熱槽容量が湯張り量より多い場合、両者の温度差は変化しないため、熱回収量は変化しなくなる。

集熱量に関しても、蓄熱槽容量が湯張り量より少ない場合、槽内温度の上昇が大きいため集熱効率は低下する。蓄熱槽容量が湯張り量より多い場合は、逆に温度上昇が少なく、集熱量は多くなる。

(2) 集熱面積の影響 図-12 に図-11 の条件で集熱面積をパラメータにした蓄熱槽容量と補助熱源加熱量の関係を示す。集熱面積の増加により、蓄熱槽容量が湯張り量よりやや多い $200\sim 250\text{l}$ 以上では補助熱源加熱量の増加は非常に少なくなる傾向にあり、集熱面積の増加に対しては、その変化が少なくなる点がわずかに蓄熱槽容量が大きい側に移動している。したがって、蓄熱槽容量は浴槽容量よりやや多い程度が適当と考えられる。

5.4 推奨システム

ソーラー給湯システムで補助熱源加熱量を減少させるには、集熱面積を大きくすることにより達成できる。しかし、本システムは排熱回収を行うことにより、集熱面積を小さくできる。図-13 に蓄熱槽容量 250l の S-2 で、集熱面積 2m^2 と 3m^2 の場合の月別利用熱量内訳を示す。

給湯負荷は年間を通じて存在するものの、冬季と夏季の差は非常に大きく約 5 倍の違いがある。通常ソーラーシステムではこの差を無視して太陽熱を主体とし、不足分を補

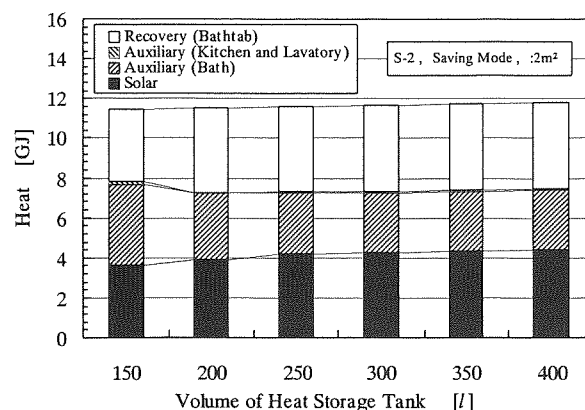


Fig. 11 Relation between details of heat and volume of heat storage tank

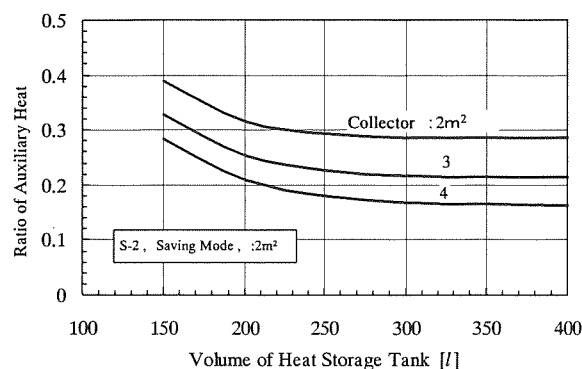
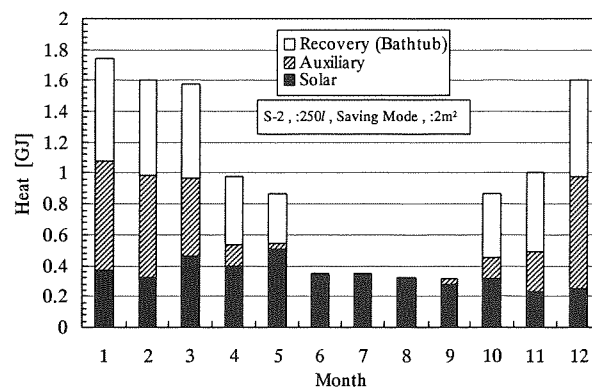
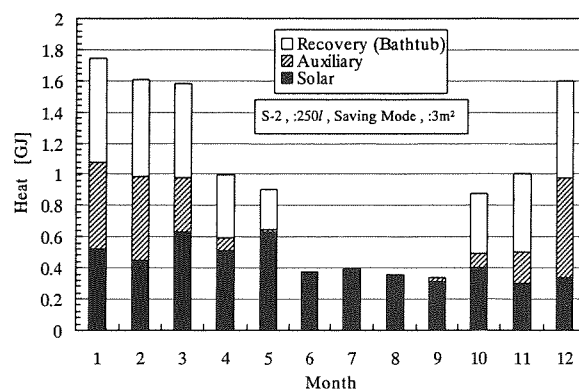


Fig. 12 Relation between details of heat and volume of heat storage tank



a) Collector: 2m^2



b) Collector: 3m^2

Fig. 13 Details of heat consumed in each month

助熱源で賄うことを前提にシステム容量を決定する。太陽熱利用率を高くすると、システムが大きくなってイニシャルコストがふくらみ、夏季の熱余りが顕著になる。これに対し、本システムでは集熱面積 2m^2 の場合、夏季と冬季の集熱量の差が比較的小さくなり、負荷の多い冬季においても集熱の割合がやや少なくなるものの、集熱量と熱回収量の合計は補助熱源加熱量より十分大きい。集熱面積 3m^2 の場合、やや夏季の熱余りが認められるものの、冬季の集熱量と熱回収量および補助熱源加熱量はほぼ等しいシステムとなる。本システムでは、年間給湯負荷に対する補助熱源加熱量の割合を、集熱面積 2m^2 では約 30% 以下に、 3m^2 では約 20% に抑えることが可能である。さらに、集熱面積が $2\sim 3\text{m}^2$ と小さいため、集合住宅にも設置可能であり、汎用性も高くなる。

5.5 熱交換性能の影響

式(6)の α は、熱交換性能と回収流量により変化する。図 14 に蓄熱槽容積 200l、集熱面積 2m^2 の S-2 で、熱交換性能をパラメータにした場合の α と集熱量、補助熱源加熱量および回収熱量の関係を示す。

α の増加により回収熱量は増加し、集熱量および補助熱源加熱量は減少する。この集熱量減少分は回収熱量の増加分より小さいため、補助熱源加熱量は増加する。熱回収量は、熱交換性能が変化しても α によって整理できるが、集熱量および補助熱源加熱量は熱交換性能によって若干異なる。これは、台所・洗面用熱交換器の性能を熱回収用と同じとしたためによるもので、熱交換性能が高いと集熱前の給湯による蓄熱槽からの放熱量が多くなるため、集熱量が増加し補助熱源加熱量が少なくなる。

熱交換性能が低い場合に回収熱量を多くするためには、回収流量を小さくすることによって α を大きく保つ必要がある。したがって、回収中の熱損失を無視すれば、長時間かけて熱回収することが有効である。

5.6 衛生上の問題点

本研究では、熱交換器 1 段で熱回収を行っているが、熱交換器の破損等により、蓄熱槽内に浴槽水が流入する懸念がある。しかし、湯張り以外の給湯には放熱用の熱交換器を介して市水を加熱しているため、これが汚染される確率は非常に低い。また、蓄熱槽容積が小さいため、1 回の湯張りで蓄熱槽内は新鮮な市水とほとんど入れ替わり、雑菌等の繁殖防止にも有効と考えられる。さらに、夏季においては集熱温度が高くなるため、これによる蓄熱槽内の殺菌効果も期待できる。しかし、いずれにしても熱回収用熱交換器の破損を検知する機構ならびに破損による蓄熱槽内への浴槽水の流入を防止する工夫および蓄熱槽内への雑菌の進入を防止する工夫等が必要になり、これらは今後の課題である。

6. 結論

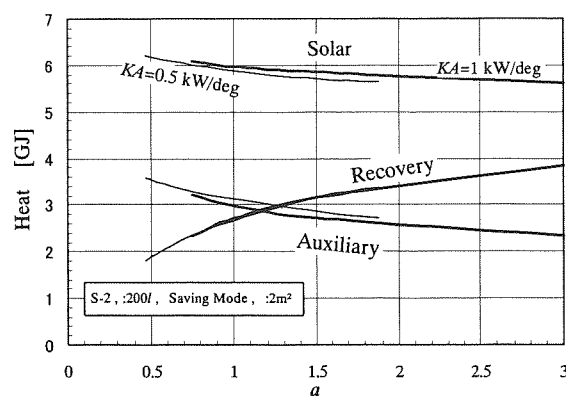


Fig. 14 Influence of flow rate in heat recovery

本研究は、一般家庭の給湯設備を対象に、使用側の意識変革に期待した未利用エネルギー利用給湯システムを提案し、東京地方について補助熱源加熱量に関する年間シミュレーションを行った。本研究で得られた結果は以下のよう

- 1) 台所・洗面所での湯使用時期を冬期のみとし且つその温度を 25°C とすることで、年間の給湯負荷は約 25% 削減できる。
- 2) 浴槽残り湯から熱回収を行う場合の熱回収率と α の関係を示し、排出型が有効であると共に熱交換器の性能が低い場合には時間をかけて熱回収することが有効であることを示した。
- 3) ソーラーシステムに浴用排熱回収システムを組み込んだ複数熱源給湯システムを提案し、排出型の浴槽残り湯排熱回収方式が有効であることを示した。
- 4) 蓄熱槽容量は浴槽容積よりやや大きい程度が適当で、それより大きい場合には補助熱源加熱量の減少は小さく、小さい場合には補助熱源加熱量は激増する。
- 5) 集熱面積の増加により補助熱源加熱量は減少するが、槽容積に対する補助熱源加熱量変化の様子はほぼ同様である。
- 6) $\alpha=3$ を目標とした集熱面積 3m^2 蓄熱槽容積 200l の推奨システムを省エネルギーモードで運転した場合、年間の補助熱源加熱量は給湯負荷の 25% まで削減可能で、夏季の熱余りが無く、冬季の集熱量、回収熱量および補助熱源加熱量がほぼ等しいシステムとなる。

参考文献

- 1) 井陽一：新エネルギー大事典，工業調査会，2002
- 2) エネルギー活用辞典編集委員会：エネルギー活用辞典，産業調査会，1999
- 3) 日本エネルギー経済研究所：エネルギー統計要覧 2003，省エネルギーセンター，2003
- 4) 空気調和・衛生工学会シンポジウム「住宅における生活スケジュールとエネルギー消費」空気調和・衛生工学会，平成 12 年
- 5) 空気調和・衛生工学会編：第 13 版空気調和衛生工学便覧(6)，空気調和・衛生工学会，2001，P.6-483
- 6) 神谷他：温度選択蓄熱槽に関する研究（第 4 報），空気調和・衛生工学会論文集 63，1996-10，67